

氏 名	宋 義 林 (YILIN SONG)
生 年 月 日	
本 籍	中国
学 位 の 種 類	博士 (工学)
学 位 記 番 号	博甲第479号
学位授与の日付	平成14年3月22日
学位授与の要件	課程博士 (学位規則第4条第1項)
学位授与の題目	振り子を利用した動吸振器の設計に関する研究
論文審査委員 (主査)	佐藤 秀紀 (工学部・教授)
論文審査委員 (副査)	神谷 好承 (自然科学研究科・教授) 山崎 光悦 (工学部・教授) 岩田 佳雄 (工学部・教授) 関 啓明 (工学部・助教授)

学 位 論 文 要 旨

Abstract

The study on the design of a dynamic vibration absorber using a pendulum is carried out in this paper. Firstly, the vibration-controlling characteristic of the system in the case of parametric excitation is investigated, where the pendulum is under strong nonlinear oscillation such as chaotic motion or rotation. The optimum parameters of the system that make the average amplitude of the main system around the resonance frequency of exciting force be the smallest are obtained by numerical calculation. Secondly, an approximate analytic method, harmonic balance method, including higher approximate orders for the dynamic vibration absorber system is studied. The approximate results are found to be fairly consistent with those obtained by numerical calculation. Moreover, the response of a tilted dynamic vibration absorber system with a pendulum is investigated using numerical calculation. It is found that its vibration-controlling characteristic becomes worse if it is under tilt angles. In order to improve this defect, the vibration system with two pendulums which one has the frequency equal to the main system and another has one-half frequency is proposed, and the improvement of vibration-controlling characteristic of proposed system is verified.

1. 緒言

制振問題は機器の精度向上, 高速化, 静粛化, 強度向上などの観点から工業上重要な課題である。中でも受動型制振機は価格, 簡便性, 安定性に優れており, より有効な機器の開発が望まれている。振り子を利用した動吸振器は受動型制振装置として, 復元力としてばねではなく重力だけを利用するため, 構造簡単, 取り付け便利, 壊れにくいなどの利点があり, 優れた制振特性を持つ新しい動吸振器の開発が求められている。しかし, 振り子を利用した動吸振器系は大振幅の場合には非線形系であるため, 系の解析解を求めるのは非常に困難である。したがって, 振り子を利用した動吸振器系の応答特性を解明するには, 精度の良い数値

解析, より見通しのよい近似解析手法及び振り子の最適化などを検討することが必要となる。

本論文では, 振り子を利用した動吸振器系の振動特性及びその適用についての研究を行っている。まず, パラメトリック励振の場合に, 振り子系の大振幅または回転まで含む系の非線形振動特性を解明するために数値計算手法を用いる。制振特性の分析により, 系の最適なパラメータを求めることを目的とする。次に, 調和バランス法を用い, 簡単に系の振動特性を解明する近似解析法を検討する。さらに, 振り子を利用した動吸振器系の適用について, 系が傾斜した場合に, 単振り子式及び双振り子式動吸振器系の振動特性を明かにし, 系の制振特性が改善されることを示している。

2. 力学モデルと運動方程式

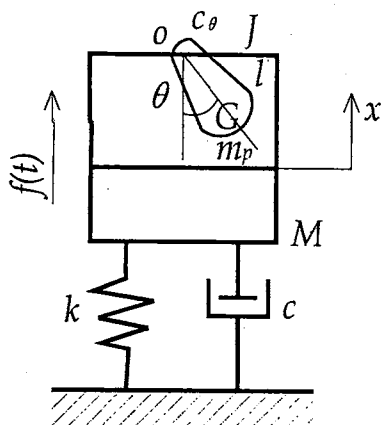


Fig.1 Autoparametric dynamic vibration absorber system

図1にはパラメトリック励振を利用した振り子式動吸振器系を示す。 M, k, c は主系の質量、ばね定数、粘性減衰係数であり、 m_p, c_θ, J, l は振り子系の質量、減衰係数、支点に対する慣性モーメント、支点から重心までの距離である。また、主系に作用する外力は調和力 $f(t) = F \cos \omega t$ である。

系の運動方程式は

$$(M + m_p)\ddot{x} + c\dot{x} + kx + m_p l(\ddot{\theta} \sin \theta + \dot{\theta}^2 \cos \theta) = f(t) \quad (1)$$

$$J\ddot{\theta} + c_\theta \dot{\theta} + (m_p g l + m_p l \ddot{x}) \sin \theta = 0 \quad (2)$$

ここで、 x は主系の変位、 θ は振り子の角変位である。

方程式(1)、(2)は無次元化すると次式になる。

$$u'' + \frac{2\zeta}{1+\lambda}u' + \frac{1}{1+\lambda}u + \frac{\lambda}{q(1+\lambda)}(\theta'' \sin \theta + \theta'^2 \cos \theta) = \frac{1}{1+\lambda} \cos z\tau \quad (3)$$

$$\theta'' + 2\zeta_p p \theta' + (p^2 + \mu q u'') \sin \theta = 0 \quad (4)$$

ここに

$$\omega_n^2 = k/M, \quad \lambda = m_p/M, \quad \zeta = c/(2M\omega_n)$$

$$\omega_p^2 = m_p g l/J, \quad \mu = m_p l^2/J, \quad x_{st} = F/k$$

$$u = x/x_{st}, \quad p = \omega_p/\omega_n, \quad \zeta_p = c_\theta/(2J\omega_p)$$

$$z = \omega/\omega_n, \quad q = x_{st}/l, \quad \tau = \omega_n t$$

また、式(3)、式(4)における(′)は τ による微分を表わす。

3. パラメータの変化による系の応答と最適パラメータ

動吸振器としての最適制振特性を求めるために、

四つの主要パラメータを変化させて振り子の発振による主系の振動振幅の低減いわゆる動吸振器の制振特性を、数値的に調べた。パラメータのうち、 ζ_p は振り子系の減衰比、 λ は振り子系と主系の質量比、 q は外力によるばねの静的変位と振り子の長さの比、 μ は振り子系の集中質量と分布質量の場合の慣性モーメントの比を意味する。また、主系の減衰比 $\zeta = 0.01$ とパラメトリック共振の条件 $p = 1/2$ 、主系の共振の条件 $z = 1$ の近くが設定され、計算では、R.K.G.を用いた。

図2に振り子系の減衰比 ζ_p による系の応答特性を表す。図2によると、 ζ_p が小さい時には、振り子の運動がしやすいため、振動の振幅は急に増大し、大量のエネルギーを吸収する。その結果、主系の振幅が大幅に低くなり、制振効果が得られる。ただし、外力の周波数が系の固有振動数に近づくと、主系と振り子系に非定常振動が出てくる。図2に応答曲線の上に黒い印で表示するのは非定常振動の応答振幅である。 ζ_p の値を大きくするにつれて、非定常振動の領域は小さくなる。図2を見ると、 $\zeta_p = 0.05$ では、全ての運動は定常振動になり、全領域に適切な制振効果が得られている。したがって、 ζ_p には最適な値が存在することがわかる。

また、 μ, q, λ の変化による系の応答特性および振り子の回転運動を起こす場合の系の応答特性を調べた。その結果、パラメータにおける最適条件が存在することがわかった。

それによって、共振前後の外力周波数領域にわ

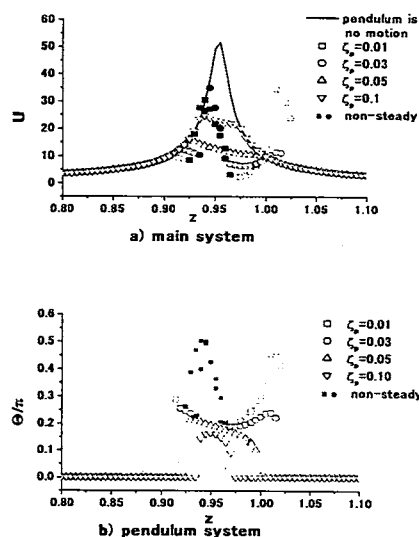


Fig.2 The response of the system with the change of ζ_p
($\lambda = 0.1, q = 0.01, \theta_0 = 0.1\pi, \mu = 0.5$)

たつて主系応答の平均振幅 \bar{U} を最小にする最適なパラメータを求めた。図3と図4は最適化したパラメータの計算結果を示す。具体的に、 q, λ の組み合わせの値に対し、 ζ_p を少しづつ変化させて共振前後の平均応答振幅 \bar{U} を計算し、その最小となる ζ_p を求めた。図3より q =一定とした時、 λ に対して、 \bar{U} の最小値が存在することがわかる。図4には λ に対応する最適な ζ_p を示す。

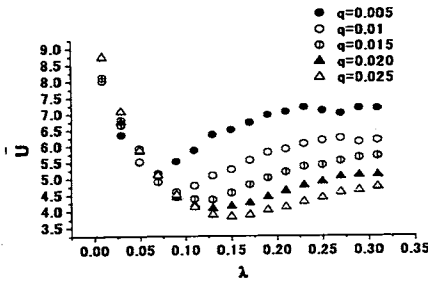


Fig.3 The optimum parameter (\bar{U} vs λ)

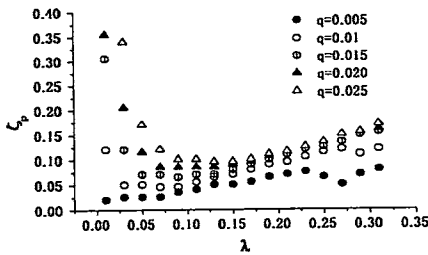


Fig.4 The optimum parameter (ζ_p vs λ)

4. 調和バランス近似解法と解析結果

式(1)右辺の励振力は調和力であるため、主系の定常解は外力と同じ周波数 z で、振り子系の定常解はパラメトリック励振により $\nu = z/2$ の調和振動を仮定する。すなわち、

$$u = A \cos(z\tau + \phi) \quad (5)$$

$$\theta = B \cos(\nu\tau + \varphi) \quad (6)$$

式(3)、式(4)において $\sin \theta$ 項、 $\cos \theta$ 項を3次までテイラー展開し、また、式(5)、式(6)を式(3)、式(4)に代入して、同じ項の係数をそれぞれ等しくすることによって、整理すると、

主系から、

$$A^2 = \frac{R^2}{T} - \frac{1}{T} \left[\left(\frac{S^2 z^4}{16} + \frac{S p^2}{8 \mu q} (R - z^2) \right) B^4 + \frac{S}{2 \mu q} \times [2(R - z^2)(z^2/4 - p^2) + 4 \zeta_p R p z^2] B^2 \right] \quad (7)$$

振り子系から

$$A^2 = \frac{4}{(\mu q z^2)^2} [(z^2/4 - p^2)^2 + (\zeta_p p z)^2 + \frac{p^4}{64} B^4 + \frac{p^2(z^2/4 - p^2)}{4} B^2] \quad (8)$$

ここで、

$$R = \frac{1}{1 + \lambda}, S = \frac{\lambda}{q(1 + \lambda)}, T = (R - z^2)^2 + (2 \zeta R z)^2$$

ただし、ここでは $1 - B^2/6 \approx 1$ 、 $1 - B^2/12 \approx 1$ と見なした。

式(7)、式(8)において、振り子の振幅 B を0とすると、次の主系応答の特性方程式が得られる。

$$A_1^2 = R^2 / T \quad (9)$$

$$A_2^2 = \frac{4}{(\mu q z^2)^2} [(z^2/4 - p^2)^2 + (\zeta_p p z)^2] \quad (10)$$

式(9)の A_1 は振り子が振動しない時の主系の応答であり、式(10)の A_2 は振り子の一次振動境界と考えることができる。このことは Mathieu 方程式から1次発振境界を導くことにより証明できる。したがって、 $A_1 > A_2$ であれば、振り子が必ず発振を起こすことが言える。

また、振り子が動くならば、式(7)と式(8)で決められた主系の振幅 A は等しくしなければならない。したがって、振り子の振幅とパラメータの関係として式(11)が得られる。

$$aB^4 + bB^2 + c = 0 \quad (11)$$

これより、振り子系と主系の振幅が式(12)、式(13)によって求められる。

$$B^2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (12)$$

$$A^2 = \frac{4}{(\mu q z^2)^2} [(z^2/4 - p^2 + \frac{p^2 B^2}{8})^2 + (\zeta_p p z)^2] \quad (13)$$

ここで、 a, b, c は動吸振器系に依存するパラメータによって表される係数である。式(12)、式(13)を用いて主系と振り子系の解の個数及びその変化を簡単に調べることができる。また、近似項 $1 - B^2/6$ 、 $1 - B^2/12$ を考慮した場合を改良調和バランス解とした。

図5に調和バランス解、改良調和バランス解および数値計算結果を示している。その場合、三つの結果が一致していることがわかる。しかし、 B/π の値が0.3を超えると、かなりの誤差が出てくることが計算によりわかる。

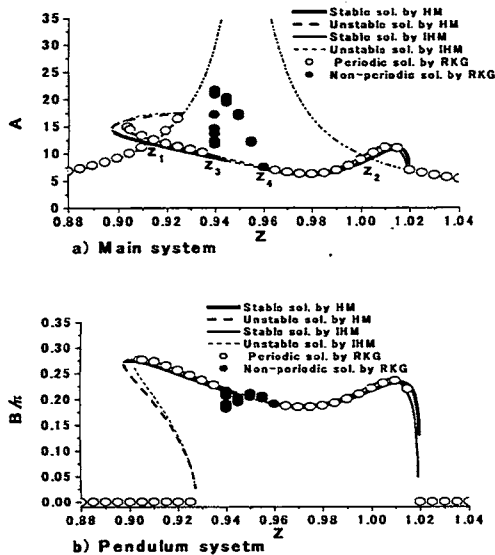


Fig.5 Resolutions of the main and pendulum systems
($\mu = 0.5, q = 0.01, \lambda = 0.1, p = 0.5, \zeta = 0.01, \zeta_p = 0.03$)

5. 傾斜した系に対する振り子式動吸振器の適用

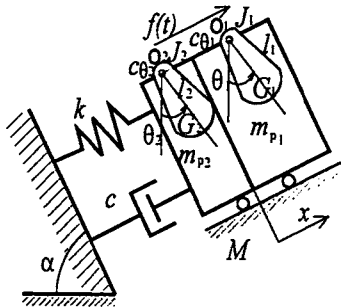


Fig.6 Tilted vibration system with two pendulums dynamic vibration absorber

実際の振動系では、振動はいつも重力方向とは限らない。したがって、振り子式動吸振器系が傾斜した場合の制振特性の変化について調べることは重要である。本論文では、主系にパラメトリック励振と共振をそれぞれ付加した2種類の単振り子式動吸振器系の制振特性を調べた上で、その利点を考慮したパラメトリック励振と共振の二つの振り子を持つ混合型の双振り子式動吸振器を提案した。その系の力学モデルを図6に示す。

系の無次元方程式は以下で示される。

$$\begin{aligned} u'' + \frac{2\zeta}{1+\lambda_1+\lambda_2} u' + \frac{1}{1+\lambda_1+\lambda_2} u + \frac{\lambda_1}{q_1(1+\lambda_1+\lambda_2)} \\ \times (\theta_1'' \sin(\theta_1 + \alpha) + \theta_1'^2 \cos(\theta_1 + \alpha)) + \frac{\lambda_2}{q_2(1+\lambda_1+\lambda_2)} \\ \times (\theta_2'' \sin(\theta_2 + \alpha) + \theta_2'^2 \cos(\theta_2 + \alpha)) \\ = \frac{1}{(1+\lambda_1+\lambda_2)} \cos z\tau \end{aligned} \quad (14)$$

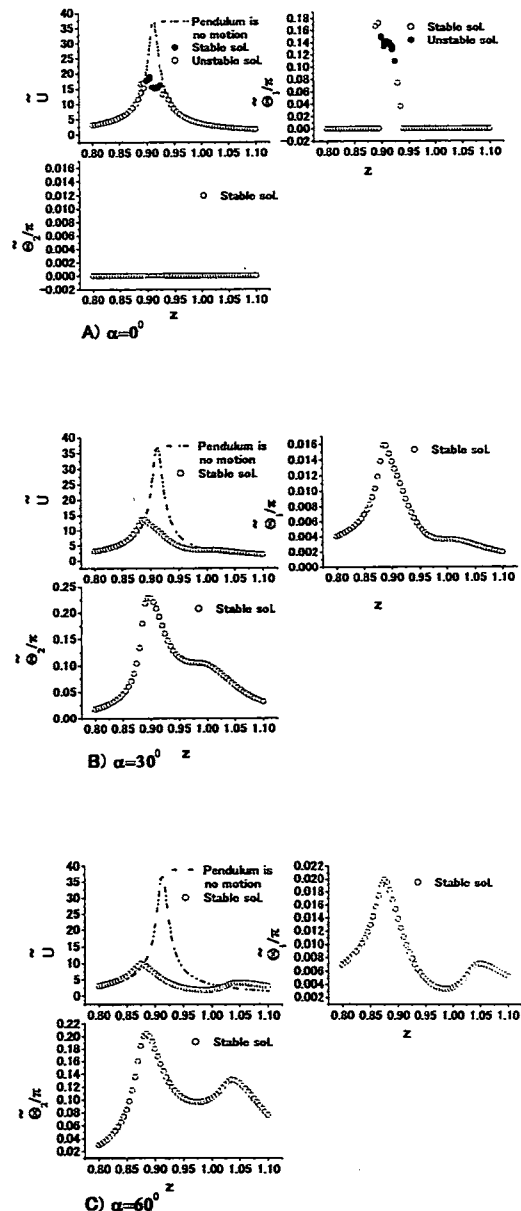
$$\theta_1'' + 2\zeta_{p1} p_1 \theta_1' + p_1^2 \sin \theta_1 + \mu_1 q_1 u'' \sin(\theta_1 + \alpha) = 0 \quad (15)$$

$$\theta_2'' + 2\zeta_{p2} p_2 \theta_2' + p_2^2 \sin \theta_2 + \mu_2 q_2 u'' \sin(\theta_2 + \alpha) = 0 \quad (16)$$

ここで、 α は主系の傾斜角であり、添字1,2はそれぞれ振り子1, 振り子2のパラメータを意味する。

$p_1 = 0.5, p_2 = 1.0$ とすることにより、パラメトリック型と共振型の混合型を実現できる。強い減衰の場合に傾斜角 α の変化による系の応答を図7に示している。

図7によって、傾斜角と周波数の全領域にわたって、良い制振効果が得られることが見られた。また、単振り子式動吸振器の場合に比べ、主系の制振特性が改善されることを確認した。



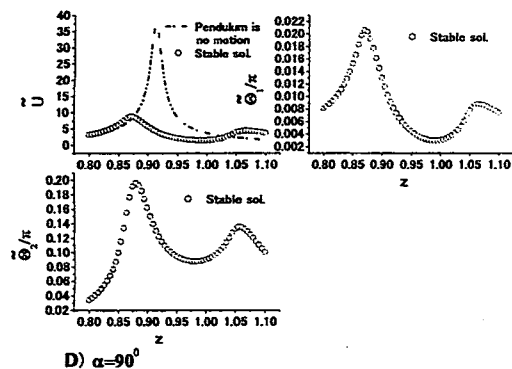


Fig.7 The response of main and two pendulum systems with different tilt angle α in the case of parameter $\mu_1 = 0.5, q_1 = 0.01, \lambda_1 = 0.1, \zeta_{p1} = 0.05$ and $\mu_2 = 0.5, \lambda_2 = 0.1, \zeta_{p2} = 0.05$

6. 結言

以下、本研究で得られた結果をまとめた。

1) 振り子のカオス運動および回転運動までを含む強い非線形パラメトリック振り子式動吸振器システムの制振特性を、数値解析により明らかにすると共に、主系応答の平均振幅を最小にする最適な系パラメータを数値計算により求めた。

2) 調和バランス法を用い、高次近似を含む2自由度動吸振器系の近似解法を検討した。その近似解法により、パラメトリックな振り子式動吸振器の応答特性を明らかにし、数値計算結果と比べて方法の有効性を確認するとともに、簡単に解の特性を明らかにすることができることを示した。

3) 傾斜した振動系に対する振り子式動吸振器の制振特性を調べた。単振り子式動吸振の制振特性の分析により、パラメトリック励振と共振の二つの振り子を持つ混合型の双振り子式動吸振器を提案し、系の制振特性を、数値解析により明らかにして、主系の制振特性が改善されることを示した。

学位論文審査結果の要旨

平成 14 年 1 月 23 日に第 1 回の学位論文審査委員会、平成 14 年 1 月 28 日に口頭発表会ならびに第 2 回学位論文審査委員会を開催し、以下の通り判定した。

急速に高速化、高精度化が進む機械システムにおいて、適切な制振システムの開発は重要な課題である。本研究は、制振システムの中でも、コストパフォーマンスの高い受動的制振器である振り子型動吸振器を取り上げ、数式とシミュレーションにより非線形大振幅領域まで考慮した特性解析および最適パラメータ決定を行うとともに、新しい考え方によるシステムを提案し、動吸振器設計のための有用な資料を得たものである。

まず、系の振動方向が重力方向と一致するパラメトリック励振の発振を利用した動吸振器について、振り子の大振幅、回転、カオス振動など非線形領域を含む数値シミュレーションにより、応答特性を明らかにするとともに、動吸振器としての最適パラメータを求めている。また、調和バランス法による近似解を求め、パラメトリック振動発生条件を明らかにするとともに、解特性を簡便に分類する特性式を導いている。さらに、傾斜した系にパラメトリック励振方式と共振方式を適用した場合の制振特性を明らかにするとともに、広範囲に変化する傾斜角に適応するシステムとして両者を併用した双振り子式動吸振器を提案し、特性が改善されることを明らかにしている。

以上、本研究は動吸振器設計に際して重要な貢献をなすものであり、工学上有用な知見を得たものと認められる。よって本論文は博士（工学）の学位に値するものと判断する。